



ME/KT II - Klausur SS 99

Name, Vorname

Matr.-Nr.

Klausurbedingungen: Zugelassene Hilfsmittel sind Taschenrechner und Schreibzeug. Bewertet werden nur die Einträge in die vorgesehenen Felder. Ein Täuschungsversuch führt zum Abbruch der Klausur.

Hinweis: Die Unterpunkte zu den einzelnen Aufgaben können unabhängig voneinander bearbeitet werden. Es empfiehlt sich jedoch, nach der vorgegebenen Reihenfolge vorzugehen.

| Seite: | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | Summe | Note |
|------------------|----|----|----|----|----|----|-------|------|
| erreichte Punkte | | | | | | | | |
| maximale Punkte | 20 | 24 | 33 | 28 | 24 | 37 | 166 | |

Aufgabe 1) Lager / Festigkeit / Konstruktion

Die Zusammenbauzeichnung (siehe Seite 2) zeigt Kurbelwelle, Exzenterzapfen, Massenausgleich M, Schwungrad S und Getriebegehäuse einer experimentellen Kolbenmaschine. Die Lager L1 - L3 sind gedichtet und werden durch eine Fettfüllung geschmiert.

Zur Bestimmung der Verluste aufgrund der mechanischen Reibung des Radialwellendichtrings (inkl. Lager 2 und 3) wird das Getriebe G vom Lager 1 demontiert und dafür ein Kompensationsgewicht $m = m_a$ zentrisch zu Lager 1 angebracht, so dass sich die Welle mit verringerten Unwuchtkräften drehen kann. Bis auf die Schwung- und Ausgleichsmassen sei die Welle gewichtslos.

Hinweis: Erdbeschleunigung $g = 9.81 \text{ m/s}^2$, Kreisquerschnitt Widerstandsmoment $W_b = \pi d^3/32$

| Technische Daten: | | |
|--------------------|------------------------|--|
| Umgebungsdruck: | $P_u = 1 \text{ bar}$ | L2: $d_{L2} = \varnothing 25 \text{ mm}$, $D_{L2} = \varnothing 52 \text{ mm}$, $B = 16 \text{ mm}$ |
| Gehäuseinnendruck: | $P_i = 10 \text{ bar}$ | L3: $d_{L3} = \varnothing 20 \text{ mm}$, $D_{L3} = \varnothing 42 \text{ mm}$, $B = 12 \text{ mm}$ |
| Massenausgleich: | $m_a = 5 \text{ kg}$ | Radialwellendichtring: $d_i = \varnothing 16 \text{ mm}$, $D_a = \varnothing 28 \text{ mm}$ |
| Schwungradmasse: | $m_s = 10 \text{ kg}$ | Mittenabstand L2-L3: $a = 70 \text{ mm}$ |
| Kurbelradius: | $r = 15 \text{ mm}$ | Abstand $s = s_1 = s_2 = s_3$: $s = 30 \text{ mm}$ (vgl. Seite 2) |

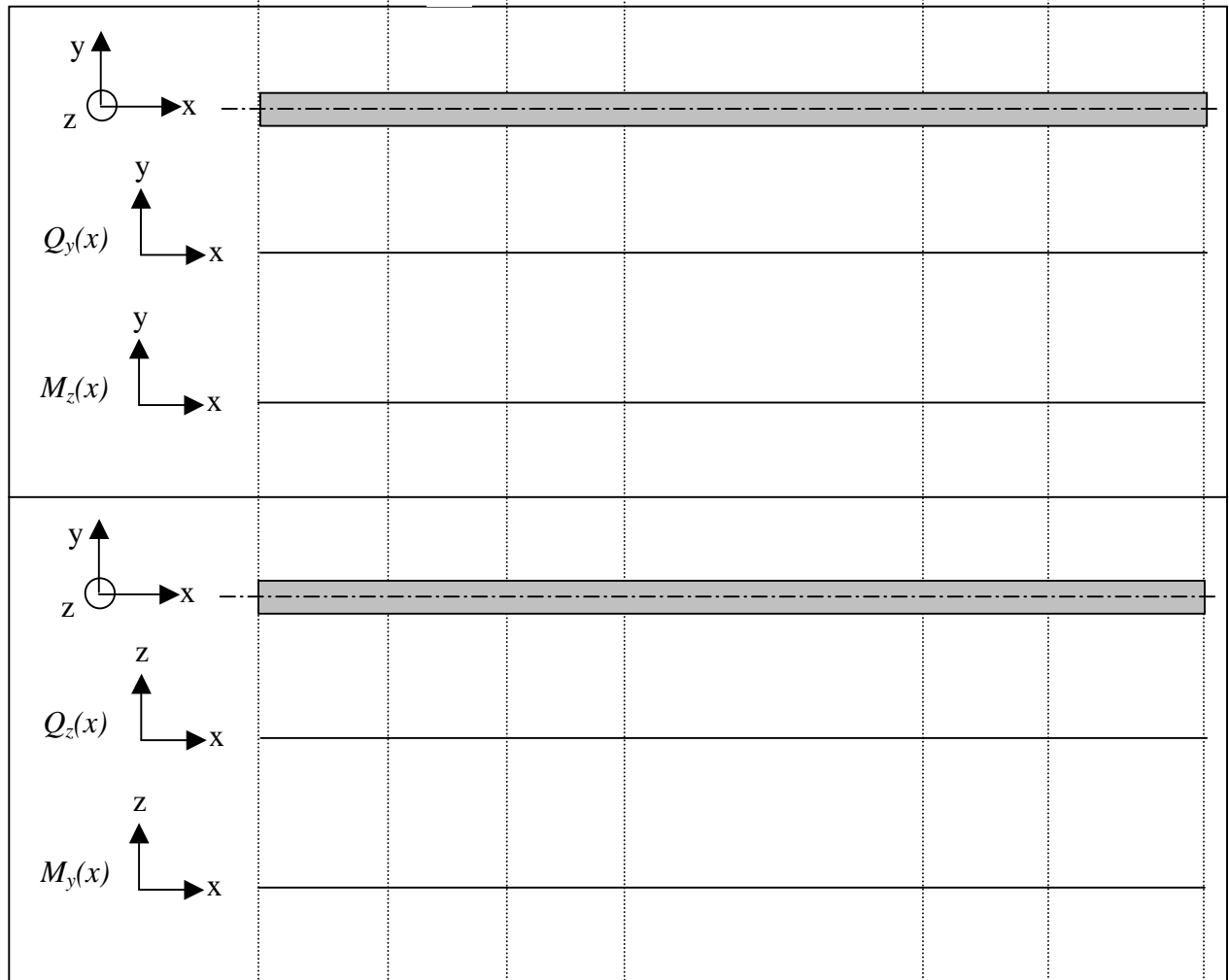
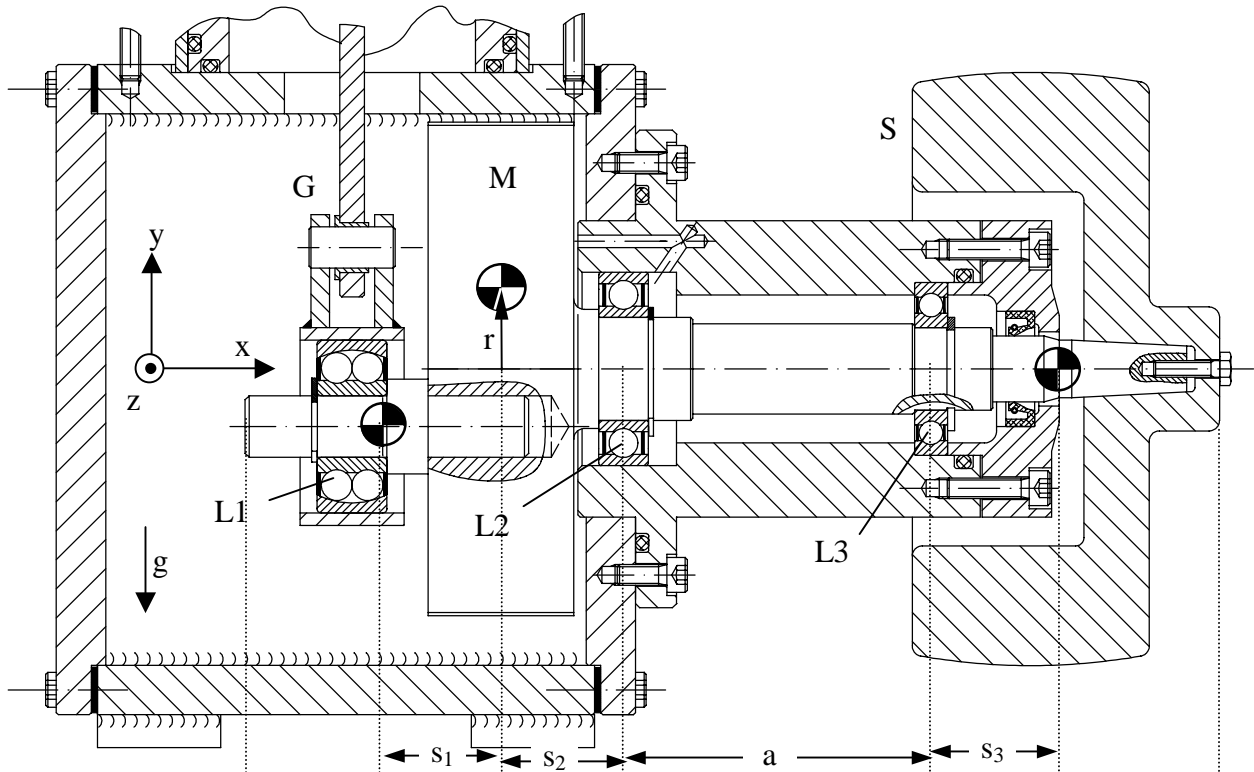
6P a) Bei der Drehzahl $n = 900 \text{ U/min}$ wurde ein Antriebsmoment von $M_t = 212.3 \text{ N mm}$ gemessen. Wie groß ist die Verlustleistung P_v durch den Dichtring sowie der Lager 2 und 3?

| |
|---------|
| $P_v =$ |
|---------|

3+2+6+3 =14P b) Im Normalbetrieb lasten auf dem Lager 3 die unveränderlichen mittleren Radialkräfte $F_{ry} = 100 \text{ N}$ und $F_{rz} = 200 \text{ N}$. Berechnen Sie auf der Grundlage der übrigen technischen Daten und eines Wälzlagerkataloges für das Lager 3 die Reaktionskräfte F_a und F_r , die äquivalente dynamische Lagerbelastung P und die nominelle Lebensdauer L_{10} für 90% Überlebenswahrscheinlichkeit bei normaler Lagerluft.

| | | | |
|---------|---------|-------|------------|
| $F_a =$ | $F_r =$ | $P =$ | $L_{10} =$ |
|---------|---------|-------|------------|

c) Die Welle selbst sei gewichtslos. Vervollständigen Sie das Ersatzsystem der Welle mit allen angreifenden Kräften aufgrund der Gewichtskräfte im Stillstand (oben) sowie aufgrund der Zentrifugalkräfte bei Drehung der Welle (unten, mitrotierende Koordinaten y, z um x). Zeichnen Sie die resultierenden Querkraftverläufe $Q_y(x)$ und die dazugehörigen Biegemomentenverläufe $M_z(x)$ in die vorbereitete Skizze ein.



d) Berechnen Sie die Vergleichsspannung am Lager 2 aufgrund der Gewichtskräfte im Stillstand ($n=0$ U/min). Geben Sie die dazugehörige Gleichung an. (Daten siehe Seite 1)

6+1=7P

| | |
|--------------|---------|
| $\sigma_1 =$ | = _____ |
|--------------|---------|

e) Es soll nun die Zentrifugalkräfte bei Drehung der Welle betrachtet werden, die aufgrund des Massenausgleichs und des Kompensationsgewichtes auf die Welle wirken. Die Zentrifugalkraft ergibt sich aus Unwuchtmasse m , Schwerpunktabstand r und Winkelgeschwindigkeit ω zu: $F_z = m r \omega^2$. Geben Sie die daraus resultierende Vergleichsspannung σ_2 (n) am Lager 2 als Funktion der Drehzahl n an. Berechnen Sie die Spannung σ_2 (n) für eine Drehzahl von $n = 900$ U/min

6+1=7P

| | |
|----------------------|--------------------------|
| σ_2 (n) = | σ_2 (900 U/min) = |
|----------------------|--------------------------|

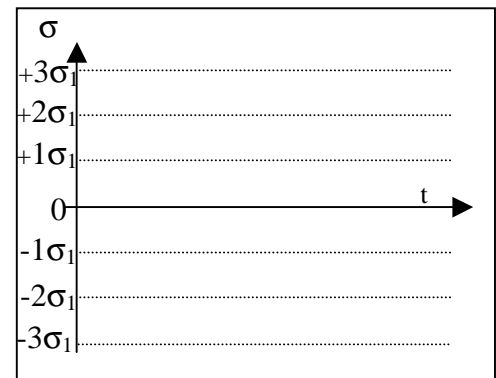
f) Es soll die aus σ_1 und $\sigma_2(n)$ resultierende Vergleichsspannung σ_v eines Elementes der Randfaser am Lager L2 als Funktion der Drehzahl n betrachtet werden. Geben Sie die Grenzdrehzahl und die dazu notwendige Bedingung an, bis zu der eine Wechselbeanspruchung vorliegt.

4+4=8P

| | |
|-------------------|-------|
| <i>Bedingung:</i> | $n =$ |
|-------------------|-------|

2+2=4P

g) Zeichnen Sie qualitativ den Verlauf der Vergleichsspannung σ_v aus σ_2 und σ_1 als Funktion der Drehzahl über eine Umdrehung der Welle, wenn $\sigma_2(n) = 2\sigma_1$ ist. Kennzeichnen Sie σ_2 , σ_1 und ordnen diesen entsprechend die Mittelspannung σ_m und die Ausschlagsspannung σ_a zu.

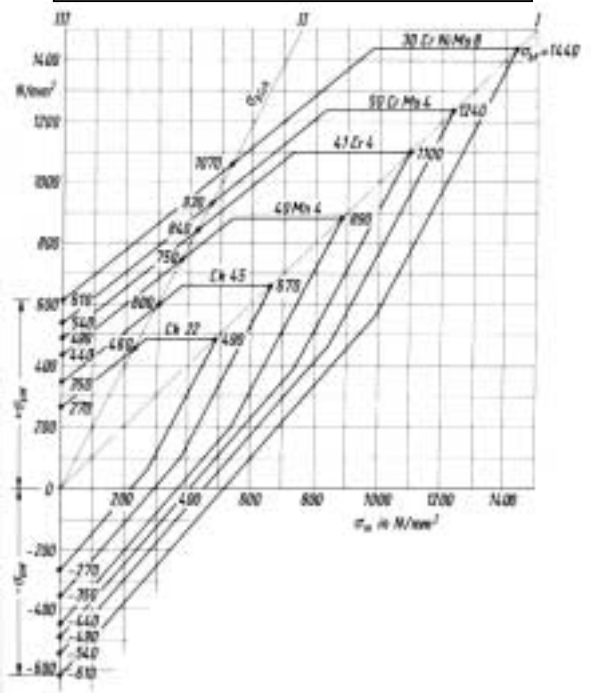


2+2=4P

h) Der Wellenwerkstoff ist Ck 45 Die Mittelspannung σ_m beträgt 300 N/mm^2 . Wie groß darf die Ausschlagsspannung σ_a maximal sein? Die Ausschlagsspannung σ_a beträgt 200 N/mm^2 . Wie groß darf die Mittelspannung σ_m maximal

| | |
|--------------|--------------|
| $\sigma_a =$ | $\sigma_m =$ |
|--------------|--------------|

sein?



i) Die auf die Lager 2 und 3 wirkenden Unwuchtkräfte seien wesentlich größer als die Lagerkraft resultierend aus den Gewichtskräften. Tragen Sie in die Tabelle ein, ob eine Umfangslast **U** oder Punktlast **P** am Lagerinnen- bzw. Lageraußenring vorliegt.

3P

| | |
|-------------------------|---------|
| Lager 3 und 2 | Lastart |
| Innenring auf der Welle | |
| Außenring im Gehäuse | |

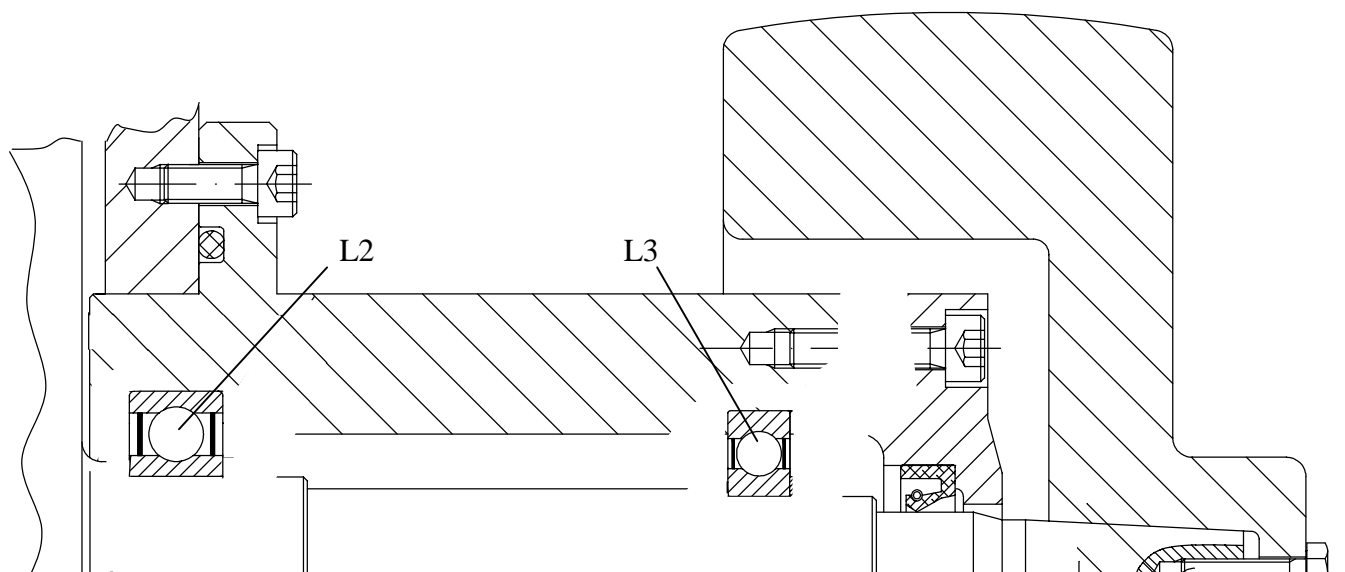
j) Die Gestaltfestigkeit σ_G der Welle am Sicherungsring des **Lagers 3** ist geringer als die Vergleichsspannung σ_v . Es sollen konstruktive Maßnahmen zur Lösung dieses Problems ergriffen werden. Kreuzen Sie in der Tabelle (Seite 4) an, welche der folgenden Maßnahmen geeignet bzw. ungeeignet sind. Unterscheiden Sie weiter, welche Maßnahme sich auf σ_G , σ_v bzw. sich auf keine der beiden Größen auswirkt.

16x1P

| | Maßnahme | | Einfluss auf | | |
|--|----------|------------|--------------|------------|-------|
| | geeignet | ungeeignet | σ_G | σ_v | keine |
| Sicherungsring aus hochfestem Federstahl einsetzen | | | | | |
| Den Gusswerkstoff GS 45 anstelle von Ck 45 verwenden. | | | | | |
| Die Nut für den Sicherungsring in der Welle vertiefen | | | | | |
| Flächenträgheitsmoment des Sicherungsringes vergrößern | | | | | |
| Entlastungsbohrung in der neutralen Faser der Welle vorsehen | | | | | |
| Sicherungsring durch Distanzhülse nach rechts verlagern. | | | | | |
| Die maximal zulässige Drehzahl der Welle senken | | | | | |
| Flächenträgheitsmoment der Welle erhöhen. | | | | | |
| Abstand s1 kleiner gestalten | | | | | |
| Abstand s1 größer gestalten | | | | | |
| Abstand s2 kleiner gestalten | | | | | |
| Abstand s2 größer gestalten | | | | | |
| Abstand s3 kleiner gestalten | | | | | |
| Abstand s3 größer gestalten | | | | | |
| Lagerabstand L2-L3 größer gestalten | | | | | |
| Lagerabstand L2-L3 kleiner gestalten | | | | | |

k) Um die Lebensdauer von Lager 3 zu erhöhen, soll die Axialkraft aufgrund des Überdrucks im Gehäuse von Lager 2 anstelle von Lager 3 aufgenommen werden. Finden Sie dazu eine konstruktive Lösung und ergänzen Sie die Zeichnung entsprechend. *Hinweis:* Achten Sie darauf, dass ein einfacher Zusammenbau Ihrer Konstruktion möglich ist!

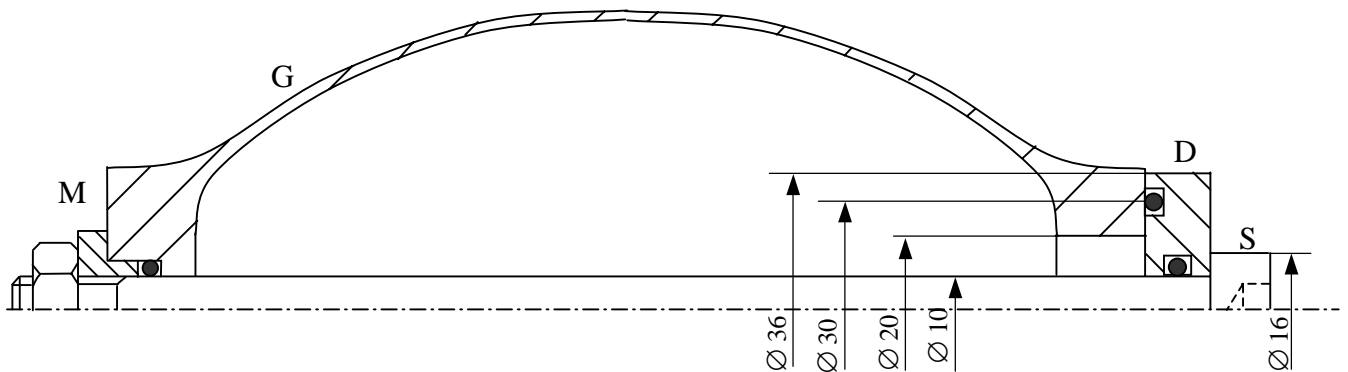
12P



Σ28P

Aufgabe 2) Schraube / Feder

Die gegenüberliegenden Bohrungen eines Gehäuses **G** sollen durch einen Zuganker bestehend aus dem Deckel **D**, der Dehnschraube **S** und der Mutter **M** verschlossen werden. Danach wird das Gehäuse mit dem Druck p_i aufgeladen, so dass das verspannte System durch den Differenzdruck Δp belastet wird.



I) Die Nachgiebigkeit der durch die Schraube und Mutter verspannten Teile soll experimentell ermittelt werden. Dazu sollen die verspannten Teile durch eine äußere Kraft F zusammengedrückt und die Längenänderung Δl über die Klemmlänge L_K gemessen werden.

2P a) Zeichnen Sie die relevante Klemmlänge L_K ein, über die die Nachgiebigkeit gemessen werden soll.

3P b) Die Messwerte zeigen ein proportionales Verhalten: Bei $F=750$ N ergeben sich $\Delta l=0.3$ mm, bei $F=1000$ N ist $\Delta l=0.4$ mm. Berechnen Sie die Nachgiebigkeit δ_p der verspannten Teile.

$\delta_p =$

5+1=6P c) Die Nachgiebigkeit des Schraubenkopfs ist $\delta_K=0.2 \cdot 10^{-6}$ mm/N, die von Gewinde und Mutter ist $\delta_{GM}=0.8 \cdot 10^{-6}$ mm/N. Die Schaftlänge ist $l_1=100$ mm und die Länge des nichteingeschraubten Gewindeabschnittes ist $l_3=10$ mm mit einem Kernquerschnitt des Gewindes von $A_{Kern}=52.3$ mm². Der E-Modul des Schraubenwerkstoffes ist $E=205\,000$ N/mm². Geben Sie die Nachgiebigkeit δ_Z des Zugankers an.

$\delta_Z =$
= _____

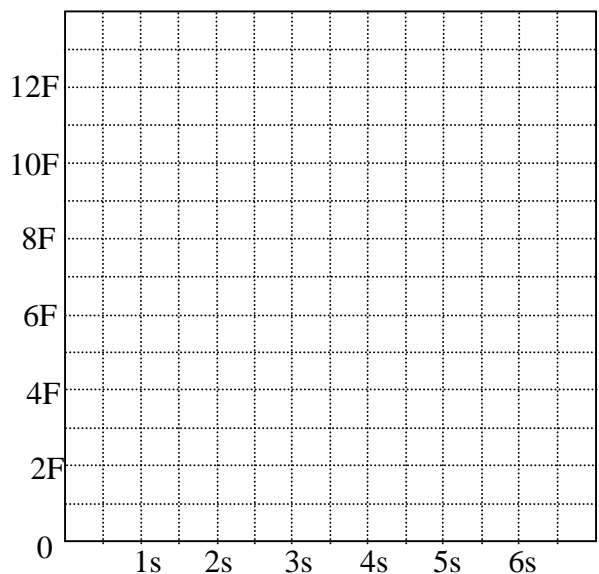
II) Die Nachgiebigkeit des Gehäuses einschließlich des Deckels **D** ist $\delta_p = 1s/4F$. Die Nachgiebigkeit des Zugankers ist $\delta_Z = 2\delta_p$. Der Kräfteinleitungsfaktor ist $n=1$. Das Setzen der Schraube und die Verformungen des Gehäuses unter Innendruck sind zu vernachlässigen.

2+2+2=6P a) Zeichnen Sie rechts das Schraubendiagramm für eine Vorspannkraft von $F_V = 8F$. Tragen Sie die Betriebskraft F_A ein, bei der die Restklemmkraft F_{KR} zwischen Deckel **D** und Gehäuse **G** theoretisch $F_{KR} = 0$ N wird.

1+3=4P b) F_A ist schwelend von $F_{Au}=6F$ auf $F_{Ao}=9F$. Zeichnen Sie F_{Au} und F_{Ao} , sowie den resultierenden Schwellbetrag $|F_{SAo}-F_{SAu}|$ der Schraube in Ihr Diagramm ein.

3P

c) Geben Sie die Größe der relevanten Fläche A zur Berechnung der Betriebskraft F_A der Schraube aufgrund des Differenzdrucks an.



$A =$

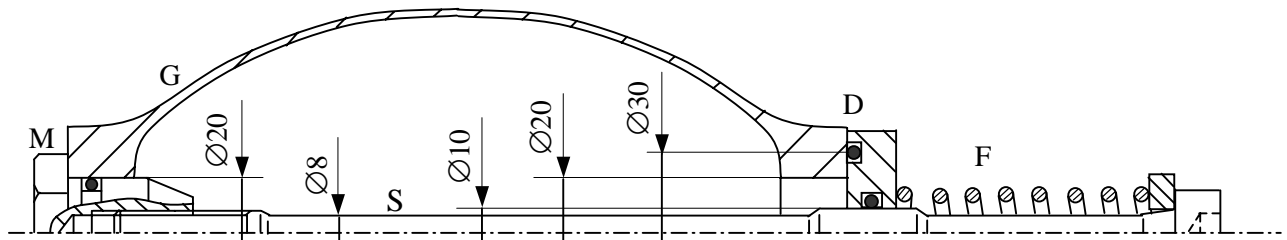
6P **d)** Geben Sie eine Funktion für die mindest notwendige Vorspannung F_V in Abhängigkeit des Differenzdruckes Δp sowie des Parameters A an, bei der die Restklemmkraft $F_{KR} = 0 \text{ N}$ ist.

| |
|-------------------|
| $F_V(\Delta p) =$ |
|-------------------|

6P **e)** Die Dehnung Δl des Gehäuses über die Klemmlänge wird nun unter Einwirkung des Differenzdruckes Δp ohne Zuganker gemessen, wobei sich $\Delta l = k \Delta p$ ergibt. Bestimmen Sie die Fläche A in Abhängigkeit des gemessenen Proportionalitätsfaktors k so, dass die Klemmkraft unabhängig von Δp und somit konstant bleibt.

| |
|-------|
| $A =$ |
|-------|

III Das Gehäuse soll nun gegen überhöhten Innendruck p_i durch einen Überlastschutz gesichert werden. Dazu wurde die Anordnung so modifiziert, dass der Deckel D ab einem bestimmten Differenzdruck Δp vom Gehäuse abhebt und Gas entweichen kann. Der Deckel wird dazu mittels eines speziellen Zugankers, bestehend aus der Schraube S und der Mutter M vorgespannt. Um Reibkräfte auf die Feder zu vermeiden, soll beim Spannen nur die Mutter gedreht und die Schraube festgehalten werden. Die Nachgiebigkeit der Feder ist viel größer als die Nachgiebigkeit des Gehäuses und des Zugankers.



1+2=3P **a)** Geben Sie den Federtyp und die hier vorliegende Hauptbeanspruchung (Zug, Druck, Torsion, Biegung) an.

| | |
|----------|--------------------|
| Federtyp | Hauptbeanspruchung |
|----------|--------------------|

b) Geben Sie einen möglichen, ringförmigen Federtyp aus Federstahl an, der hier alternativ eingebaut werden könnte und nennen Sie stichwortartig einen technischen Vor- bzw. Nachteil für diese Anwendung gegenüber der ursprünglichen Lösung.

| | |
|-----------------------|--------------------------------|
| alternativer Federtyp | technischer Vor- bzw. Nachteil |
|-----------------------|--------------------------------|

4P **c)** Die Federrate ist linear und soll experimentell bestimmt werden: Wird die Feder relativ zum entspannten Zustand um $s = 5 \text{ mm}$ zusammengedrückt, hebt der Deckel beim Differenzdruck von $\Delta p = 6 \text{ bar}$ ab. Berechnen Sie die Federrate c

| |
|-------|
| $c =$ |
|-------|

3P **d)** Um welchen Weg s muss die Feder mindestens zusammengedrückt werden, damit der Deckel nicht vor dem Differenzdruck von $\Delta p = 12 \text{ bar}$ abhebt?

| |
|-------|
| $s =$ |
|-------|

6P **e)** Die Federrate sei $c = 75.398 \text{ N/mm}$. Der Durchmesser des O-Rings zwischen Deckel und Gehäuse ist 4 mm , die Nut ist 3 mm tief. Ab welchem zusätzlichen Differenzdruck Δp nach Abheben des Deckels entweicht Gas aus dem Gehäuse?

| |
|--------------|
| $\Delta p =$ |
|--------------|

6P **f)** Die Vorspannung der Feder soll über eine Drehmomentmessung an der Schraube bzw. an der Mutter eingestellt werden. Zur Bestimmung der Reibmomente errechnen Sie die Andruckkraft F_N zwischen Mutter und Gehäuse bei 10 bar !

| |
|---------|
| $F_N =$ |
|---------|